

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Návrh a optimalizace třínápravového tandemového přívěsu

Design and an Optimization of Three-axle Tandem Trailer

Student:

Vladimír Jorda

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Šárka Hurníková, Ph.D.

Ostrava 2016

Zadání bakalářské práce

Student: **Vladimír Jorda**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Návrh a optimalizace rámu třínápravového tandemového přívěsu**
Design and an Optimization of Three-axle Tandem Trailer
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Navrhnete rám přívěsu se třemi centrálně umístěnými nápravami s celkovou hmotností 24 tun.

Zatěžovací stavy:

1. Statické rovnoměrné zatížení do celkové hmotnosti
2. Zpomalení na vozovce s koeficientem tření 0,8
3. Výška těžiště nákladu 1,2 m nad úrovní ložné plochy ve středu ložné plochy
4. Průjezd zatáčky o poloměru 12500 mm
5. Tažné oko předsunuto 2000 mm před ložnou plochu 425mm od úrovně vozovky
6. Rozměry ložné plochy
 - délka 8000 mm
 - šířka 2480 mm
 - výška bočnice 1000 mm

Vyhodnoťte vlastnosti materiálů na řešení konstrukčních uzlů. Pro vyhodnocení konstrukčních uzlů použijte metodu MKP.

Seznam doporučené odborné literatury:

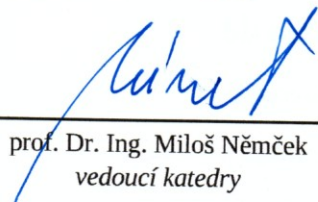
1. BOLEK, A.; KOCHMAN, J.: Části strojů 1. Praha: SNTL, 1990. 775s. ISBN 80-03-00046-7.
2. BOLEK, A.; KOCHMAN, J.: Části strojů 2. Praha: SNTL, 1990. 707s. ISBN 80-03-00046-8.
3. DEJL, Zdeněk. Konstrukce strojů a zařízení I: Spojovací části strojů. Návrh, výpočet, konstrukce. 1. vydání. Ostrava: Montanex a.s., 2000. 225 s. ISBN 80-7225-018-3.
4. DRASTÍK, František a kol. Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu. 2. dopl. vyd. Ostrava: Montanex a.s., 1999. 722 s. ISBN 80-85780-95-X.
5. KRÍŽ, R., VÁVRA, P. Strojírenská příručka. 1. vyd. Praha: 1993-1998. 8 svazků.
6. NĚMČEK, M. : Řešené příklady z částí a mechanismů strojů, spoje. Druhé vydání Skriptu VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8, 111 s.
7. KALÁB, K.: Části a mechanismy strojů-teorie+projekty, www-stránky kat. 347, 2015.
8. Fotodokumentace (elektronická).
9. Firemní katalogy, prospekty, normy a www-stránky s danou problematikou.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Šárka Hurníková, Ph.D.**

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016



prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty



Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby

V Ostravě

.....
podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Vladimír Jorda

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Lhota nad Moravou 5, Náklo 783 32

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

JORDA, V. *Návrh a kontrola třínápravového tandemového přívěsu: bakalářská práce.* Ostrava VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2016, 45 s. Vedoucí práce: Ing. Hurníková, Š. Ph.D

Bakalářská práce je zaměřena na návrh rámu třínápravového tandemového přívěsu pro silniční kamionovou dopravu a následné pevnostní kontroly pomocí metody konečných prvků. V první části této práce se zabývám rozbohem použitých materiálů a jednotlivých zatěžovacích stavů, kterými je v průběhu provozu rám zatěžován. V druhé části se věnuji vyhodnocení dat a následnou optimalizací rámu.

ANOTATION OF BACHELOR THESIS

JORDA, V. *Design and an Optimization of Three-axle Tandem Trailer: Bachelor Thesis.* Ostrava VŠB– Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering. Department of Machine Parts and Mechanisms, 2016, 45 s. Thesis head: Ing. Hurníková Š. Ph.D.

Bachelor thesis focuses on designing of three-axle tandem trailer frame for road truck transport followed by stress control through finite element method. In the first part of this thesis, I deal with analysis of used materials and individual stress conditions which act on the frame during usage. In the second part, I focus on data evaluation followed by an optimization of the frame.

Poděkování:

Rád bych poděkoval vedoucí bakalářské práce, Ing. Šárce Hurníkové, Ph.D. za cenné rady a připomínky v průběhu vypracování bakalářské práce, také za veškerý čas, který mi věnovala. Také bych rád poděkoval pracovníkům Panav a.s., zejména pak Ing. Josefu Krygelovi a Bc. Jiřímu Hufovi za umožnění přístupu k potřebným podkladům a rady při vypracování této práce.

Obsah

Seznam použitých značek	9
0 Úvod.....	10
1 Cíle práce	12
2 Jízdní soupravy vozidel a jejich možné kombinace.....	13
2.1 Třínápravová souprava 18+10 tun	14
2.2 Čtyřnápravová souprava 18+18 tun	14
2.3 Čtyřnápravová souprava 26+10 tun	15
2.4 Pětinápravová souprava 18+24 tun	15
2.5 Pětinápravová souprava 26+18 tun	16
2.6 Šestinápravová souprava 26+24 tun.....	16
2.7 Souprava návěsu a přívěsu Tahač+45+18 tun.....	17
3 Popis přívěsu.....	18
3.1 Řešení nosné konstrukce	19
3.2 Nosný rám	20
3.3 Podvozkové agregáty a nápravy.....	21
4 Metoda konečných prvků (MKP)	25
5 Zatěžovací stavy	26
5.1 Statické zatížení	26
5.2 Zpomalení na vozovce	27
5.3 Průjezd zatáčkou	28
6 Mezní stav materiálu.....	29
7 Nejistoty modelů MKP	30
8 Model MKP	31
8.1 Poloha těžiště nákladu.....	31
8.2 Nahrazení částí přívěsu	33
8.2.1 Nahrazení náprav přívěsu	33
8.2.2 Nahrazení tažného oka oje.....	34

8.2.3	Nahrazení nákladu	35
8.3	Definování vazeb a zatížení	35
8.3.1	Statické zatížení	35
8.3.2	Zpomalení na vozovce	36
8.3.3	Průjezd zatáčkou	36
9	Výsledky analýzy MKP	37
9.1	Statické zatížení	37
9.2	Zpomalení na vozovce	38
9.3	Průjezdu zatáčkou	39
10	Optimalizace	41
10.1	Výztuha oje	41
10.2	Pásnice a křížové plechy	42
11	Závěr	44
12	Seznam použité literatury	45
13	Seznam příloh	46

Seznam použitých značek

symbol	jednotka	význam
b_{LP}	[mm]	šířka ložné plochy
b_T	[mm]	vzdálenost těžiště od boku ložné plochy
F_E	[N]	ekvivalentní síla působící v oku tažné oje
F_G	[N]	tíhová síla nákladu působící na rám
$F_{M\ max}$	[N]	maximální setrvačná síla vyvolaná při brzdění
F_S	[N]	smyková síla
F_{z1}, F_{z2}, F_{z3}	[N]	reakce vozovky na nápravy
g	[m/s ²]	tíhové zrychlení
G	[N]	tíhová síla
h_{LP}	[mm]	výška ložné plochy
h_{max}	[mm]	maximální povolená výška vozidla
h_p	[mm]	výška úložného prostoru
l	[mm]	vzdálenost oka tažné oje od osy střední nápravy
l_{LP}	[mm]	délka ložné plochy
l_T	[mm]	vzdálenost těžiště od předního čela
m	[kg]	celková hmotnost plně naloženého přívěsu
m_N	[kg]	maximální hmotnost nákladu
R_e	[MPa]	mez kluzu
R_{ed}	[MPa]	dovolená mez kluzu
x	[mm]	vzdálenost mezi osami náprav
γ_M	[-]	dílčí součinitel spolehlivosti únavové pevnosti materiálu
Domex	[-]	označení válcovaných plechů firmy SSAB

0 Úvod

Doprava je záměrně provozovaná, organizovaná činnost sloužící k přepravě osob a nákladu mezi jednotlivými místy. Historicky je doprava stejně stará jako samotné lidstvo. Dopravu můžeme dělit podle způsobu uskutečnění dopravy nebo typu přepravy. Způsobem uskutečnění se myslí silniční, železniční, letecká nebo vodní. Podle typu přepravy pak na osobní a nákladní. Silniční doprava neustále roste a stává se postupně nezastupitelnou i přes veškeré nevýhody, která tato doprava obnáší. Patří sem absolutní závislost na neobnovitelných zdrojích fosilních paliv a s tím spojené permanentní znečišťování životního prostředí.

Poslední desetiletí jsou ve znamení rychlosti a snadné řiditelnosti přepravy nákladů, zejména princip „Just in time“ vede k potlačování dříve tak preferované železniční nákladní dopravy. Neustále vzrůstající tlak na přepravní náklady při zachování rychlosti přepravy nákladu vede dopravce k hledání všech možných cest ke snižování nákladů na jednotku přepravy, což může být jak jednotka váhová tak objemová. U speciálních přeprav se pak zejména jedná o množství přepravených kusů.

Pokud hovoříme o hledání všech možných cest, pak poslední roky jsou již předzvěstí nové, dnes ještě nedefinované formy přepravy, protože vzrůstá počet výjimek, tj. přeprav, kdy jeden některý nebo více parametrů již překračuje limity povolené legislativou.

Je zřejmé, že současné požadavky nákladní přepravy ani zdaleka nevystačí pouze s nákladními vozidly, přípojná vozidla jsou v dnešní době naprostou nutností, bez nichž dopravce je jen ve výjimečných případech schopen ustát konkurenční tlak.

Prívěsy valníkového typu slouží k přepravě volně loženého nákladu, paletizovaného nákladu nebo nákladu ve speciálních přepravních jednotkách. V poslední době se stále více preferuje přeprava na paletách nebo tzv. Gitterboxech, což není nic jiného, než přeprava ve speciálních přepravních drátěných boxech, pro přepravu dílů v segmentu automotive. V těchto případech se jedná o univerzální a jeden z nejrozšířenějších a nejčastěji používaných způsobů přeprav.

Nákladní prívěsy mohou být používány k převážení nákladů o relativně vysoké hmotnosti a společně s tažným vozidlem utváří soupravu, která se řadí mezi nejtěžší legislativně povolená vozidla pohybující se na pozemních komunikacích. Tím pádem je nutné dosáhnout odpovídající odolnosti konstrukce prívěsu a zároveň pokud možno co

nejnižší hmotnosti konstrukce. Samotná hmotnost rámu je zahrnována do celkové povolené hmotnosti přívěsu a tím snižuje maximální možnou hmotnost přepravovaného nákladu. Navrhování jednotlivých ráků není jednoduchou záležitostí, jelikož se jedná o členité, svařované konstrukce.

U metody konečných prvků (MKP) v současnosti dochází k rozsáhlému využívání nejen z důvodu možnosti provádění pevnostní analýzy. Tato metoda byla objevena ke konci první poloviny 20. století, ale k jejímu využití ve větším rozsahu dochází až na začátku 21. století v závislosti na vývoji výpočetní techniky.

1 Cíle práce

Cílem bakalářské práce bylo navrhnutí, kontrola a následná optimalizace nosného rámu třínápravového tandemového přívěsu. Jako základ pro návrh byl považován plně naložený přívěs o celkové povolené hmotnosti 24 000 kg. Tento návrh je dále nutné podrobit dalším zatěžujícím stavům vyplývajících z provozu přívěsu, mezi které patří brzdné účinky a průjezd zatáčkou.

Na počátku se musí provést rozbor jednotlivých zatěžovacích stavů a jejich vlivy na konstrukci rámu. Na základě těchto rozborů vytvoření MKP modelu a provedení pevnostní analýzy pro jednotlivé stavy. Následně pak z výsledků určit nebezpečná místa na rámu a navrhnout jejich úpravy.

2 Jízdní soupravy vozidel a jejich možné kombinace

Celá problematika přepravy je poněkud složitější, než je zde uvedeno, protože v závislosti na parametrech konkrétního podvozku tažného vozidla je možné dále kombinovat délky ložných ploch a jejich rozdělení mezi tažné vozidlo a přívěs.

V krátkosti shrňme limity legislativy v její aktuální podobě.

Max. délka soupravy auto s jedním přívěsem.....	18,75m
Max. hmotnost soupravy	48 (40) t
Maximální součet délek ložných ploch soupravy	15,65m
Max. vzdálenost rohů ložných ploch přední na vozidle a zadní na přívěsu	16,40m

Toto omezení je dáno bezpečnostním požadavkem, aby řidiči zůstalo alespoň 2,35m životního prostoru.

Hmotnost přívěsu s jednou nápravou	10t
Hmotnost přívěsu se dvěma nápravami	18t
Hmotnost přívěsu se třemi nápravami	24t
Hmotnost vozidla se dvěma nápravami	18t
Hmotnost vozidla se třemi nápravami	26t

V závorce jsou uvedeny hodnoty pro mezinárodní přepravu dle EU.

Záměrně zde neuvádím omezení, která legislativa definuje pro vozidla s listovým pérováním, protože v dnešní době jsou vozidla bez vzduchového odpružení již fakticky neprodejná.

Pro ilustraci problematiky vycházím z konfigurace rovnoměrného rozdělení ložných ploch mezi auto a přívěs. Tj. Tažné vozidlo i přívěs jsou se stejně dlouhou ložnou plochou 7,82m.

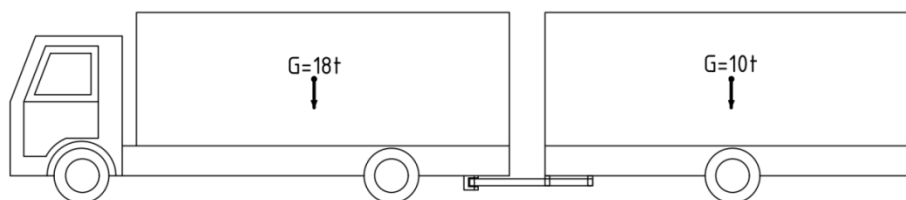
Stejně tak definujeme, že pohotovostní hmotnost tažného vozidla je:

se dvěma nápravami	8,5t
se třemi nápravami	10,5t

U přívěsu pak:

S jednou nápravou	2,5t
se dvěma nápravami	3,5t
se třemi nápravami	4,5t

2.1 Třínápravová souprava 18+10 tun



Obr. 2.1 - Třínápravová souprava 18+10 tun

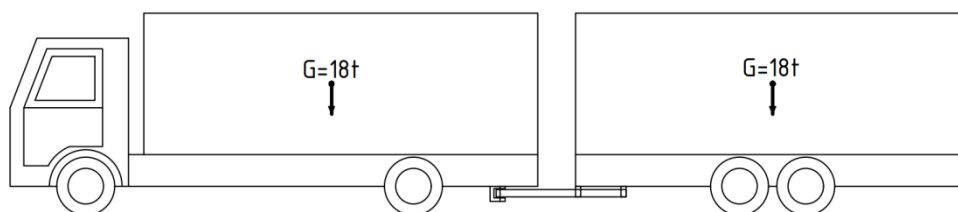
Auto $(18-8,5)/7,82=1,21\text{t/m}$

Přívěs $(10-2,5)/7,82=0,96\text{t/m}$

Užitečná hmotnost: $9,5 + 7,5 = 17\text{t}$

Tento typ soupravy je velmi dobře využitelný pro rovnoměrné rozložení nákladu. Zkrácením přívěsu a prodloužením ložné plochy tažného vozidla je možno dosáhnout ideální soupravy pro převoz lehkých materiálů

2.2 Čtyřnápravová souprava 18+18 tun



Obr. 2.2 Čtyř nápravová souprava 18+18 tun

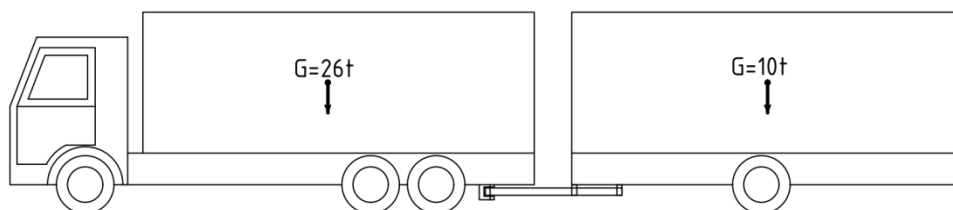
Auto $(18-8,5)/7,82=1,21\text{t/m}$

Přívěs $(18-3,5)/7,82=1,85\text{t/m}$

Užitečná hmotnost: $9,5 + 14,5 = 24\text{t}$

U této soupravy je již situace obtížnější. Aby bylo možno dosáhnout rovnoměrného rozložení, je třeba zkrátit ložnou plochu tažného vozidla pod 6,5m a stejně tak přívěs prodloužit. Takové soupravy byly v nedávné minulosti k vidění na našich cestách, jako alternativa předchozí verze, širšího využití se ale nedočkala. Samotné tažné vozidlo je prakticky nevyužitelné.

2.3 Čtyřnápravová souprava 26+10 tun



Obr. 2.3 - čtyřnápravová souprava 26+10 tun

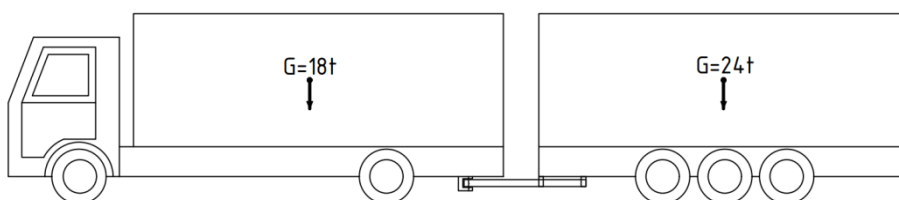
Auto $(26-10,5)/7,82=1,98\text{t/m}$

Přívěs $(10-2,5)/7,82=0,96\text{t/m}$

Užitečná hmotnost: 15,5 + 7,5 = 23t

Kombinace těžkého tažného vozidla a lehkého přívěsu je možná snad pouze jako nouzová varianta, kdy chceme něco přepravit, a ne vše vejde na tažné vozidlo. Velmi omezeně využitelná varianta

2.4 Pětinápravová souprava 18+24 tun



Obr. 2.4 - Pěti nápravová souprava 18+24 tun

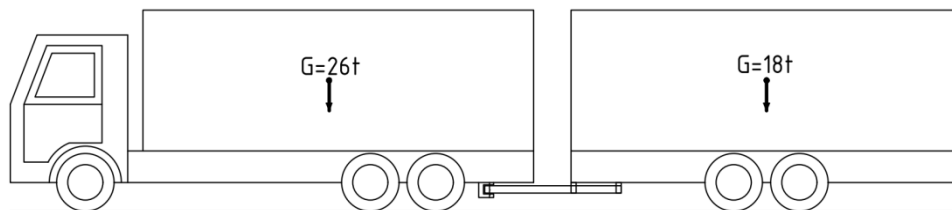
Auto $(18-8,5)/7,82=1,21\text{t/m}$

Přívěs $(24-4,5)/7,82=2,49\text{t/m}$

Užitečná hmotnost: 9,5 + 19,5 = 29t(27t)

Kombinace lehkého tažného vozidla a těžkého přívěsu. Legislativa tuto možnost umožňuje. Změnit poměr ložných ploch ve prospěch přívěsu a dosáhnout přiměřené měrné zatížitelnosti na metr ložné plochy je prakticky nemožné. V nedávné minulosti byla tato varianta motivována skutečností, že třetí náprava na tažném vozidle byla podstatně dražší, než třetí náprava na přívěsu. Jiné logické vysvětlení pro tuto variantu není.

2.5 Pětinápravová souprava 26+18 tun



Obr. 2.5 - Pětinápravová souprava 26+18 tun

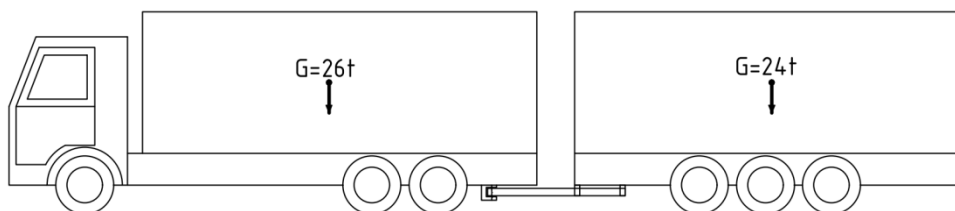
Auto $(26-10,5)/7,82=1,98\text{t/m}$

Přívěs $(18-3,5)/7,82=1,85\text{t/m}$

Užitečná hmotnost: $15,5 + 14,5 = 30\text{t}(26\text{t})$

Velmi vhodná kombinace, často vídaná na našich cestách, velmi dobrá využitelnost ložných ploch. Stačí malá korekce poměru ložných délek, pokud to přepravní jednotky (palety) dovolí a je rozložení nákladu blízko ideálu.

2.6 Šestinápravová souprava 26+24 tun



Obr. 2.6 - Šestinápravová souprava 26+24 tun

Auto $(26-10,5)/7,82=1,98\text{t/m}$

Přívěs $(24-4,5)/7,82=2,49\text{t/m}$

Užitečná hmotnost: $15,5 + 19,5 < > 33\text{t}(25\text{t})$ legislativně omezeno

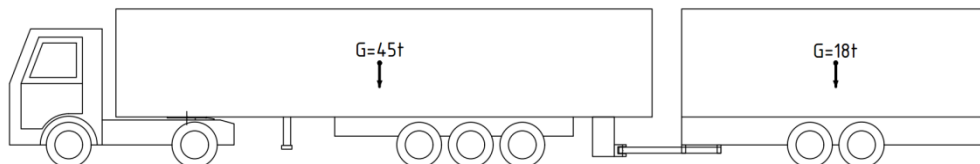
Už ze součtu hmotností je zřejmé, že tato souprava není vhodná pro mezinárodní přepravu. Součet hmotností dává rezervu i pro národní přepravu a uvážíme-li zkrácení ložné plochy vozidla ve prospěch přívěsu, je tato souprava velmi dobře využitelná pro národní distribuce relativně těžkého nákladu.

Z kapitol 2.5, 2.6 a 2.7 je evidentní, že existence národní legislativy, kde hmotnost soupravy je 48t oproti legislativě EU, kde je to pouze 40t, způsobuje střídavé nasazení souprav pro národní a mezinárodní provoz velké ekonomické potíže na straně dopravy.

2.7 Souprava návěsu a přívěsu Tahač+45+18 tun

Tahač 7t Návěs $(39-7,5)/13,6=2,31\text{t/m}$ Přívěs $(18-3,5)/7,82=1,85\text{t/m}$

Užitečná hmotnost: 31,5 + 14,5 = 46t



Obr. 2.7 - Souprava návěsu a přívěsu Tahač+45+18 tun

Souprava tohoto typu dnes není v legislativě plnohodnotně zakotvena. Tyto soupravy dnes již na našich cestách jezdí a z přepravní kapacity je zřejmé, že argumenty pro tyto soupravy jsou více než pádné.

Dnešní legislativa dovoluje soupravy s návěsem a přívěsem nebo se dvěma přívěsy s maximální délkou 22m. Tato definice v praxi nevyhovuje, protože neumožňuje kombinaci standardních návěsů a standardních přívěsů. Proto se dá očekávat, že tyto soupravy se prodlouží na délku 25,25m. Tato délka je v některých zemích již povolena, rozšíření dlouhých souprav je v Evropě největší v severských zemích.

Byly překonány mnohé funkční překážky, které bránily rozvoj těchto souprav. Náběh brzdného účinku je řešen zavedením elektronických brzdových systém, které jsou dnes povinně vybaveny funkcí podpory stability proti převrácení vozidel. Průjezdnost souprav je řešitelná použitím říditelných náprav, samořízených s mechanickým nebo hydraulickým ovládáním apod.

Z pohledu běžného účastníka silničního provozu ale chybí osvěta, že je možno takové soupravy na cestách potkat. Souprava oproti dnes běžným soupravám je až o 50% delší, takže pokus o předjetí takové soupravy může mít až fatální následky. Řidič dnes nemá jednoznačnou informaci, že vozidlo před ním má v soupravě extrémní délku, pouze víceznačný, (a podle ministerstva dopravy dostatečný) blikající maják. Již dnes je zavedeno značení vozidel, takže řidič před sebou vždy, i za tmy, pozná, že se před ním pohybuje samotné auto nebo přívěs. Žádná autoškola to však neučí.

3 Popis přívěsu

Navrhovaný přívěs řady TV24 společnosti Panav, a.s., je třínápravový, tandemový, valníkový přívěs o maximální povolené hmotnosti 24t.

Panav rozlišuje v rámci jedné řady přívěsy podle výšky ložné plochy. Protože výška ložné plochy je v největší míře ovlivněna průměrem použité pneumatiky, jsou přívěsy rozděleny na tři řady:

H (high)	vysoké	pneumatiky s průměrem 22,5“
M (middle)	střední	pneumatiky s průměrem 19,5“
L (low)	nízké	pneumatiky s průměrem 17,5“



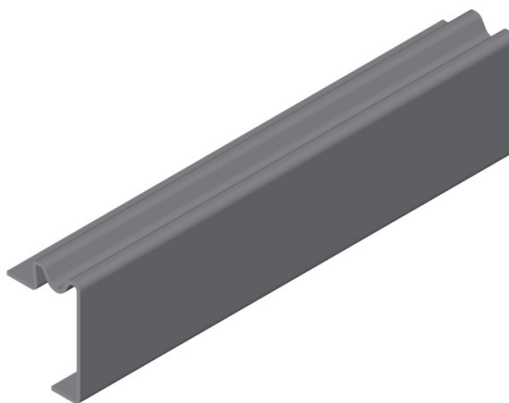
Obr. 3.1 Přívěs řady TV24

Verze „L“ má oproti verzi „M“ o 70mm a oproti verzi „H“ má sníženou výšku ložné plochy řádově o 150 až 200 mm.

Ke spojení s tažným vozem je použito tažného oka a spodního závěsu. Spodní závěs je umístěn co nejdále pod rám tažného vozidla. V praxi je toto omezeno polohou náprav tažného vozidla a tzv. zlomovacími úhly. Při přejezdu nerovností, najíždění nebo sjíždění na cestu dochází ke změně rovin auta a přívěsu, proto musí být dodržen možný odklon oje ve svislém směru o $\pm 7^\circ$ vůči rovině tažného vozidla. Při odstavení je používána odstavná noha se stavitelnou výškou umístěná na oji rámu. Této vlastnosti se využívá hlavně při připojení do soupravy, aby bylo zajištěno plynulejší zasunutí oka do závěsu a nedocházelo ke zbytečnému poškozování.

3.1 Řešení nosné konstrukce

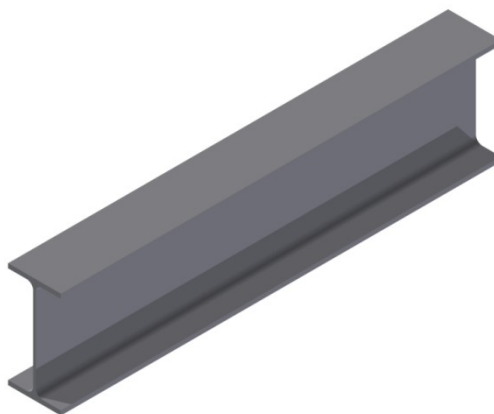
V současné době se konstrukce rámců přípojných vozidel ustálily na žebřinové konstrukci se dvěma hlavními podélnými nosníky tvaru „I“ kde vertikální část nosníku je zpravidla umístěna v ose profilu, v některých případech se používají i profily nesymetrické -vyosené. Podélné okrajové profily jsou zpravidla válcované vícefunkční profily. Jsou součástí nosné konstrukce vozidla a musí splňovat i požadavky na bezpečné uložení nákladu. Příklad okrajového profilu používaného v Panav a.s. je na obrázku.



obr. 3.1 - Okrajový profil

Příčky, které jsou v přípojných vozidlech použity, jsou odrazem firemní strategie. V zásadě jsou používány dva směry.

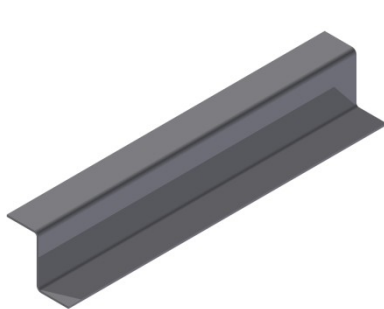
1. Válcované profily, zpravidla „I“



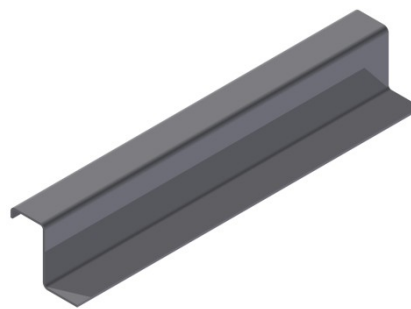
Obr. 3.2 - Válcovaný profil I

Výhodou těchto profilů je, že pod zatížením nevytváří momenty, nevýhodou je zpravidla jejich větší hmotnost a nezbytná vysoká technologická přesnost při ukládání podlah. Upevňovací prvky podlahy musí být bezpečně prošroubovány horizontální částí profilu bez narušení okraje profilu a přitom nesmí být v kolizi s vertikální částí profilu.

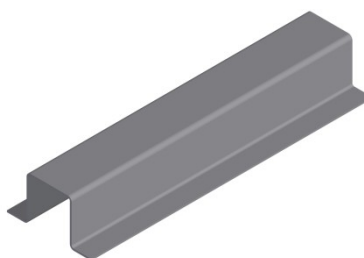
2. Válcované popř. ohýbané plechové profily různých tvarů.



Obr. 3.3 - Profil Z



Obr.3.4 - Profil Z s nosem



Obr. 3.5 - Profil omega

Ohýbané (válcované) plechové profily umožňují větší kreativitu a přizpůsobení potřebám nosné konstrukce. Základní „Z“ profil je možno při potřebě zvětšení tuhosti doplnit nosem. V místech, kde je potřeba dosáhnout vyšší tuhosti např. v místech spojování podlahových překližkových desek je možno použít symetrický „Ω“ profil, který dokáže eliminovat nepříznivé vlivy bodového zatížení např. při přejezdu vysokozdvizných vozíků.

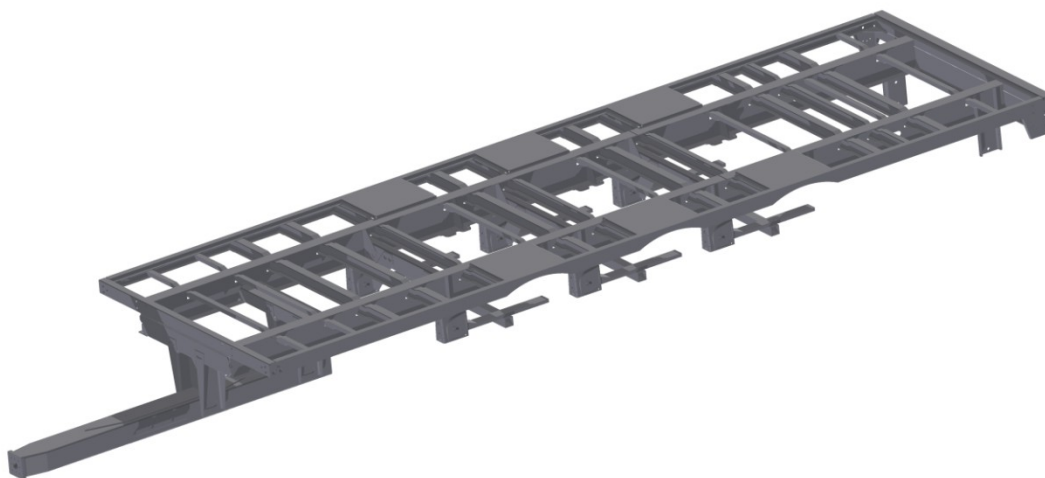
3.2 Nosný rám

Použitá verze nosného rámu je svařovaná žebřinová konstrukce z normalizovaných a ohýbaných profilů. Toto provedení nejlépe odpovídá technologickým možnostem výrobce a s tímto řešením jsou mnohaleté zkušenosti. Hlavní částí jsou dva svařené podélníky ve tvaru I vzájemně vzdáleny 1300 mm. Pro příčnky ve tvaru Z a Ω, jsou ve stojině podélníků vypáleny tvarové otvory. Celá konstrukce je řešena jako parametrická. Výsledná délka přívěsu může být od 6800mm do 8444mm. Počet příček tak není vždy konstantní, v modelované délce přívěsu je použito 10 příček typu Z a 6 příček typu omega. Příčky omega jsou souměrně rozmístěny podle středové nápravy a příčky Z jsou rovnoměrně umístěny tak, aby hmotnost zatížení na rámu byla co možná nejlépe rozložena. Příčky jsou svařeny k podélníkům pouze v oblasti stojiny. To umožňuje lepší přenášení zatížení do podélných nosníků při elastických deformacích rámu a zároveň předchází předčasným

trhlinám svarů, ke kterým by docházelo v případě svaření v celé vzájemné délce spoje. Před posledním profilem omega je vložen zkrácený profil „Z“, který spojuje pouze podélníky. V oblasti náprav jsou na profily Z navařeny podlahové plechy, které jsou součástí blatníku, současně snižují stavební výšku přívěsu o cca 20mm. Na rámu je po stranách použit válcovaný profil, který je přivařený k jednotlivým příčníkům a čelům. V přední a zadní části pomocí rohových plechů. Tento profil je v oblasti náprav opatřen obloukovým výřezem pro kola. Přední čelo je tvořeno ohýbanými profily a zadní čelo je svařovaný profil.

V přední části rámu jsou umístěny dva obdélníkové profily 200x120x6 tvořící základ pro tažnou oj. Na profily jsou přivařeny konzoly sloužící k uchycení tažné oje. Samotnou oj pak tvoří profil 260x180x8.

Konzoly nápravy jsou přivařeny na spodní pásnice podélníků. V oblasti konzol je rám vyztužen ohýbaným profilem a dalšími výztuhami. K těmto profilům jsou přivařeny vzpěry konzol, které zlepšují jejich stabilitu v příčném směru. Na spodní pásnice jsou přivařeny konzoly vaků vzduchového pérování, ke kterým jsou přišroubovány vzduchové vaky.

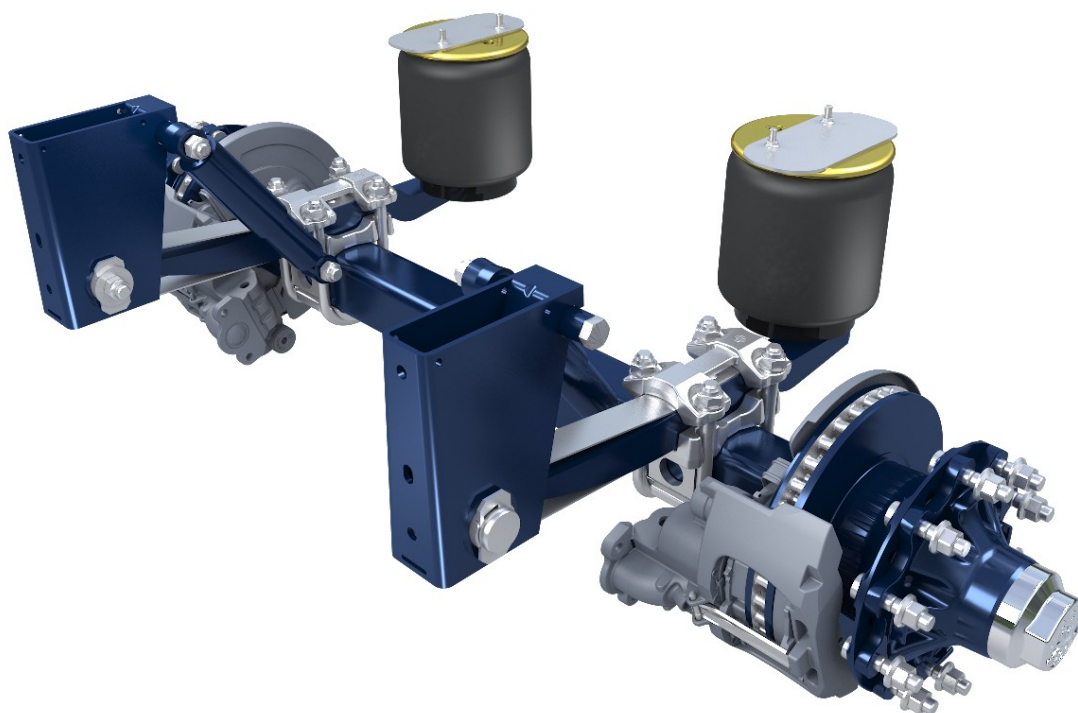


Obr. 3.6 - Nosný rám

3.3 Podvozkové agregáty a nápravy

Podvozkové agregáty zabezpečující pružení, tlumení a přenos zatížení na nápravu jsou použity od zavedených evropských výrobců BPW nebo SAF-Holland. Geometrické provedení podvozkových agregátů se mezi výrobci mírně liší, vždy se však jedná o provedení s vlečenou nápravou, odpružení vzduchovým vakem a plynokapalinovým tlumičem.

Konstrukční provedení vzduchových agregátů bylo přibližně do konce minulého století ustáleno. Vycházelo z modifikovaného listového agregátu, kde hlavní pružícím elementem se stal vzduchový vak, listové pero bylo nahrazeno za tepla kovaným vozícím perem a agregátům zůstala pouze přední konzola. Vodicí pero bylo v konzole uloženo ve standardním silentbloku.



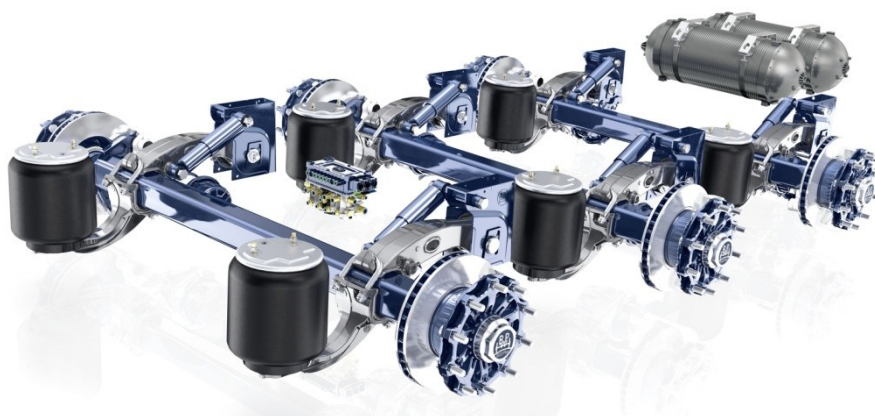
Obr. 3.7 - Náprava BPW s kovaným perem

První zásadní pokus o změnu provedla společnost Daimler-Chrysler, která se pokusila o standardizaci tahačů a návěsů. Předpoklad byl, že brzdové jednotky, které používaly tahače Mercedes Actros by byly použity i na přípojných vozidlech. Proto DC vyvinula nápravy a podvozkové agregáty, které měly kované vodící pero nahrazeno svařovaným nosníkem a veškeré pružné pohyby z vodícího pera převzal nově konstruovaný 3D silentblok s rozdílnou tuhostí v jednotlivých směrech.



Obr. 3.8 - Silentblok nápravy

V současné době již všichni výrobci nabízí podvozkové agregáty, kde vozící pero je nahrazeno svařovanou nebo kovanou konstrukcí, ale vždy tuhou, kde veškeré rázy na uchycení přebírá silentblok.



Obr. 3.9 - Náprava BPW ECO Air COMPACT

Standardní je i rozvor náprav 1310mm. Rozvor je vynucen legislativou, která určuje, že rozvor musí být větší než 1300mm a současně je potřeba minimalizovat opotřebení pneumatik při všech změnách směru jízdy.

Současně s podvozky firma DC spustila marketingovou kampaň, kdy poprvé byly použity kotoučové brzdy na přípojných vozidlech v kombinaci s koly se zálisem 120mm. Tím se ušetří rezervní kolo, protože přední kolo tahače by bylo shodné s kolem návěsu. V konečném důsledku nedošlo k úspoře váhy, protože na návěsu muselo být na každé nápravě o 2x120mm těžké trubky více, dohromady tedy 72cm trubku navíc s hmotností odpovídající přibližně hmotnosti rezervního kola.

V mnoha případech ale tato nová situace pomohla vyřešit prostorové problémy s brzdovou jednotkou, aniž by marketingová strategie firmy utrpěla.

Vzduchové odpružení oproti dřívějšímu odpružení listovými pery přináší výhody v udržování konstantní jízdní výšky, u tandemových přívěsů je téměř podmínkou zajištění konstantní výšky podvozku přívěsu i vozidla. Vzduchové odpružení méně zatěžuje vozovku, zlepšuje jízdní vlastnosti a tím i bezpečnost provozu.

Mimo to se informace o tlaku ve vzduchových vacích používá jako signál pro zátěžový regulátor brzdového systému. Je možno stejně tak zjistit informaci o zatížení přívěsu. Ve spolupráci s elektronickým brzdovým systémem lze zjistit i zajímavé informace o kvalitách řidiče. Např. zda nebo jak často byl aktivován systém proti převrácení vozidla.

4 Metoda konečných prvků (MKP)

Název MKP je překlad z anglického finite element method (FEM). Jedná se o numerickou metodu pro řešení komplexních úloh nejen z oblasti inženýrských problémů. Metoda vznikla v polovině 20. let pro potřeby výpočtů konstrukcí v leteckém, kosmickém, jaderném a vojenském průmyslu. Odtud se rozšířila do akademického prostředí a do průmyslové praxe. Metoda se používá pro řešení problémů pružnosti a dynamiky, její variační formulace umožňují rozšíření na řešení proudění kapalin a plynů, vedení tepla, záření, elektromagnetismus, akustiku, atd.

Už z názvu metody vychází na najevo skutečnost, že základním stavebním článkem je prvek konečných rozměrů. MKP vyžaduje rozdělení řešené oblasti na konečný počet podoblastí - prvků. Dále je potřeba na modelu tělesa vytvořit síť konečných prvků. Každý typ prvku má kromě rozměru a tvaru též charakteristický počet a polohu jeho uzlů. Uzly sítě považujeme za body, v nichž hledáme neznámé parametry řešení (např. posuvy a natočení, z kterých dále počítáme napětí atd.). Na kvalitu vyhodnocených dat a potřebné časové vytížení pro vyřešení úlohy má zásadní vliv hustota a topologie prvků sítě.

U analytických metod se setkáme s výsledky řešení, které popisují závislost vstupních a výstupních hodnot. Tyto výsledky se vztahují na nekonečný počet uzlů sítě. Při použití metody MKP naopak dostáváme výsledek pro konečný počet uzlů sítě. Nevýhodou metody je však fakt nutnosti opakovaného řešení v případě jakékoliv změny vstupních hodnot např. zatížení. Reálným omezením je pouze dostupná kapacita hardwaru a časové nároky na provedení výpočtu. Výsledky se ovšem vztahují jen ke konkrétně zadanému případu a jakékoli úpravy, optimalizace apod. vyžadují opakování kompletního náročného procesu řešení.

ANSYS je obecně nelineární, multifyzikální program, zahrnující strukturální analýzu (statika, dynamika, pružnost pevnost, deformační stabilita), rázové děje, vedení tepla, proudění, elektromagnetické pole, elektrostatiku, ale také akustiku, lomovou mechaniku a kompozity. ANSYS umožňuje provádět nejen kontrolní výpočty, ale díky kontrolním výpočtům je možné uskutečnit následnou optimalizaci. Díky provedeným výpočtům je možné provést vyhodnocení únavy a životnosti.

5 Zatěžovací stavy

Aby bylo možné realizovat pevnostní analýzu, musíme nejprve popsat síly a jejich účinky, které na něj působí během provozu. V tomto případě se jedná o plně naložený přívěs nákladem na paletách rozložený tak, že těžiště nákladu je umístěno ve středu ložné plochy ve výšce 1,2 m nad ložnou plochou o hmotnosti 18t.

Na naší planetě se vyskytuje zatížení, které působí na všechna hmotná tělesa a to je gravitační síla způsobena gravitačním zrychlením země. Proto je gravitační zatížení použito u všech zatěžovacích stavů.

Předpokládaný způsob využívání přívěsu je zřejmý z kapitoly 2.6. Váha velkoobjemových přeprav s vysoko položeným těžištěm je malá a proto jsou použity tři zatěžovací stavy a to statické zatížení, brzdění a průjezd zatáčkou vždy se zatížením na celkovou hmotnost přívěsu 24t.

5.1 Statické zatížení

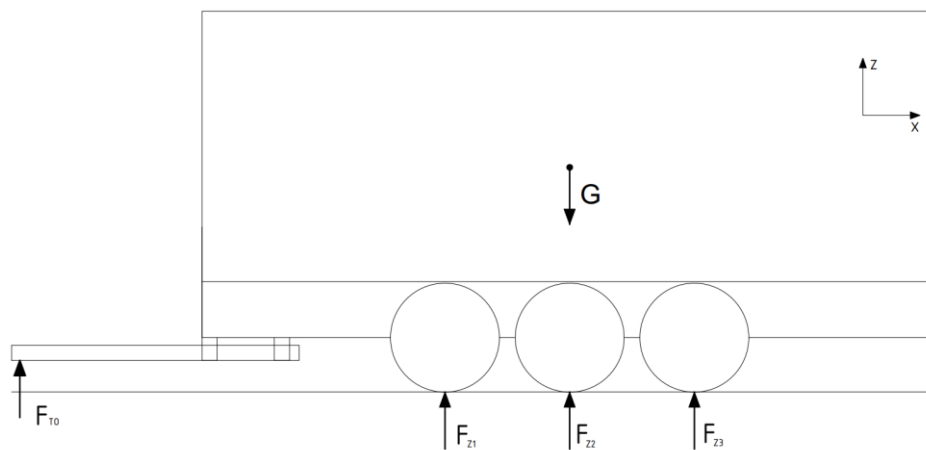
Jak již bylo zmíněno, na rám působí gravitační zrychlení země o velikosti přibližně $9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$. Tento stav nastane pouze v případě klidové polohy soupravy, nebo pokud se souprava pohybuje rovnoměrným přímočarým pohybem. Zhotovený rám s karoserií se pohybuje v hodnotách okolo 5,5 t vlastní hmotnosti, tento údaj se mění na základě provedení rámu, karoserie, zvoleném podvozku atd. dle specifikace zákazníka. Z toho vyplývá, že pro statické zatížení samotnou hmotností nákladu zbývá odhadem 18,5t. Použité zatížení bylo zvoleno 18 tun z důvodu uvažování odchylek způsobené různými provedeními. Gravitační síla nákladu působící na přívěs se vypočítá dle vztahu:

$$F_G = m_N \cdot g \quad (1)$$

$$F_G = 18\,000 \cdot 9,81 = 176\,580 \text{ N}$$

Kde: m_N ...celková hmotnost nákladu

g ...gravitační zrychlení



obr. 5.1 - Síly působící na rám při statickém zatížení

Na obr 5.1 jsou znázorněny síly, které působí na přívěs. Síly F_{Z1} , F_{Z2} , F_{Z3} jsou reakce působící mezi vozovkou a koly náprav. Síla F_{T0} je síla v tažném zařízení vozidla. Toto zatížení by nemělo ve svislém směru při statickém zatížení a rovnoměrném rozložení nákladu přesáhnout 1000 kg.

5.2 Zpomalení na vozovce

Při běžném provozu je rám vystavován jednomu z největších namáhání a to tehdy kdy dochází ke zpomalování. Tento stav má nepříznivé účinky na životnost tažné oje. Dochází při něm k odlehčení zadní části přívěsu a přívěs má tendenci se překlápět směrem dopředu. Překlápěním dochází k nárůstu síly F_{Z0} ve svislém směru v důsledku působení setrvačné síly na přívěs. Setrvačná síla s působištem v těžišti přívěsu nesmí podle normy EHK13 [2], což je norma o účinnosti brzd pro vozidla ve spřažení, přesahovat hodnotu větší jak polovinu gravitačního zrychlení přívěsu s nákladem. Setrvačnou sílu vypočítáme dosazením do rovnice 1:

$$F_{M \max} = m \cdot 0,5 \cdot g \quad (2)$$

$$F_{M \max} = 24\,000 \cdot 0,5 \cdot 9,81 = 117\,720 \text{ N}$$

Kde: $F_{M \max}$...maximální setrvačná síla vyvolaná při brzdění
 mcelková hmotnost plně naloženého přívěsu

5.3 Průjezd zatáčkou

Z nákresu průjezdu zatáčkou (Obr. 5.2) lze vyčíst rozdílné poloměry odvalování náprav. To má za následek smýkání první a třetí nápravy. Důvodem smýkání je skutečnost, že osa centrální nápravy procházející osou otáčení a dochází zde k prostému odvalování. Zatím co na zbylých nápravách, jejichž osy neprocházejí středem otáčení, následují dráhu celého přívěsu a vznikají zde silové účinky.

$$\sum M = 0 \quad (3)$$

$$2 \cdot F_s \cdot x - F_E \cdot l = 0 \quad (4)$$

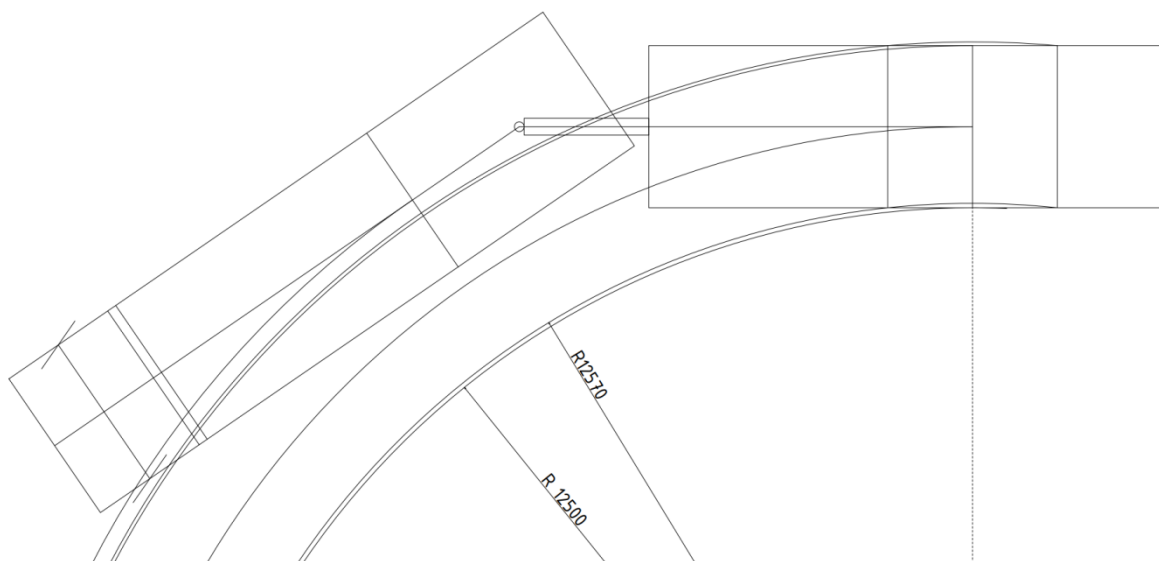
$$F_E = \frac{2 \cdot F_s \cdot x}{l} = \frac{2 \cdot 20\,000 \cdot 1310}{5900} = \frac{524 \cdot 10^5}{5900} = 8\,881 \text{ N} \quad (5)$$

Kde: F_s ...smyková síla

F_E ekvivalentní síla působící v oku oje

x vzdálenost os náprav

lvzdálenost oka tažné oje od osy střední nápravy



Obr. 5.2 - Nákres průjezdu zatáčkou

6 Mezní stav materiálu

Většina konstrukce rámu je vytvořena z nelegované konstrukční oceli St 52.3 (11 523) která je vhodná pro svařování.

$$R_e = 355 \text{ MPa} [8]$$

$$\gamma_M = 1,15$$

$$R_{ed} = \frac{R_e}{\gamma_M} = \frac{355}{1,15} = 308 \text{ MPa} \quad (6)$$

Kde: R_e ...mez kluzu

R_e ...dovolená mez kluzu

γ_M ...dílní součinitel spolehlivosti únavové pevnosti materiálu

Výjimku tvoří horní a dolní pásnice hlavního podélníku, které jsou z materiálu Domex 650 dodávané firmou SSAB.

$$R_e = 650 \text{ MPa} [9]$$

$$R_{ed} = \frac{R_e}{\gamma_M} = \frac{650}{1,15} = 565 \text{ MPa} \quad (7)$$

7 Nejistoty modelů MKP

Základním předpokladem získání dostatečně přesných výsledků, je znalost všech prvků modelu, správná tvorba modelu a schopnost dostatečně přesně popsat zatěžovací stavy.

Tvorba modelu v reálné praxi je vždy kombinace mezi přesností modelu a jeho cenou, tj. čas, který je potřeba k jeho vytvoření. Vytvoření velmi přesného objemového modelu tvořeného tenkostěnnými svařovanými díly včetně modelování svarů dokáže eliminovat vznik míst s vysokým napětím z důvodu nepřesnosti sítě modelu. Od modelu jsou ale požadovány výsledky dostatečně rychle, dostatečně přesně a také rychlou modifikovatelnost modelu pro zpracování alternativních řešení.

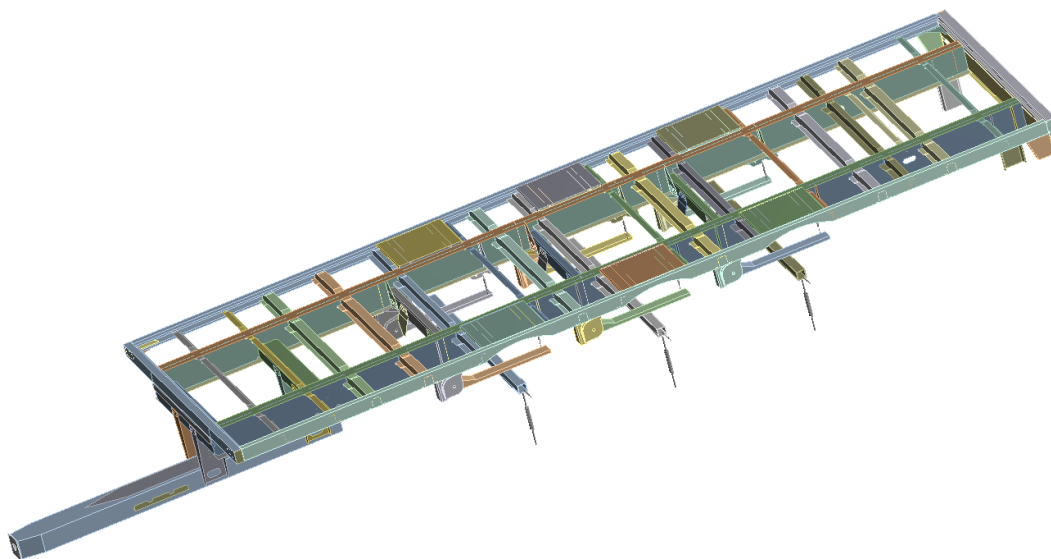
V reálném modelování je i dodržení dostatečné přesnosti popisu chování jednotlivých prvků velmi obtížné. Zde uvádím některé příklady.

1. Překližka. Součástí přívěsů je dřevěná podlaha, která je tvořena mnohavrstvou překližkou s celkovou tloušťkou 27-30mm. Jednotlivé vrstvy jsou z dýh 1,2-1,5mm tlustých skládaných zkříženě s úhlem překřížení 90°. Jedná se tak o sendvičovou strukturu, kde záleží na kvalitách jednotlivých vrstev a na orientaci vrstev vnějších. Překližka je, je-li dostatečně pevně spojena s nosnou konstrukcí, součástí konstrukce, pro přesný popis jejich vlastností je ale potřeba provést destrukční zkoušky, za účelem zjištění vlastností a jejich stability. V době zpracování této práce nebyly potřebné ověřené parametry překližky k dispozici, a proto vliv podlahy nebyl zahrnut.
2. Silentbloky. Zavěšení ramen v silentblocích rozdílnými charakteristikami v jednotlivých osách s progresivními charakteristikami deformací tvoří z tohoto jednoduchého dílu problematický nelineární prvek s velmi obtížným modelováním. Na modelu se toto projeví vznikem míst na konzolách podvozků, ačkoli ty v provozu nikdy nebyly zdrojem problémů.
3. Pneumatiky. Samotná pneumatika je další nelineární prvek. Její matematický popis je prakticky nezjistitelný. Ani zjednodušený popis není možné od výrobců pneumatik získat.

8 Model MKP

Rám je tvořen tenkostěnnými profily a počet prvků se pohybuje okolo sta kusů. Z důvodu zjednodušení se nabízí převedení konstrukce na skořepinový model tvořený ze střednicových ploch jednotlivých prvků. Tvorba modelu a kompletní pevnostní analýza byla provedena ve firemní licenci programu ANSYS WORKBENCH 14.5.

Střednicový model byl vytvořen nahrazením objemových profilů jejich střednicovými plochami. To zaručuje snížení počtu prvků a tím zjednodušení a urychlení výpočtu. Na střednicových plochách byla poté vytvořena síť elementů (MESH). Tyto prvky měly přednastavené vlastnosti oceli. K těmto vlastnostem patří hustota, poissonova konstanta, modul pružnosti v tahu. Po vytvoření střednicového modelu bylo nutné každému prvku přiřadit hodnotu tloušťky odpovídající tloušťce materiálu. Na konec bylo do výpočtu zahrnuto nahrazení součástí jako např. vzduchové vaky, nápravy a určeny okrajové podmínky tj. vytvoření vazeb a zatížení působící v zátěžových stavech.



Obr. 8.1 - MKP model rámu

8.1 Poloha těžiště nákladu

Jak bylo uvedeno výše, jde o plně naložený přívěs o celkové hmotnosti 24 000 kg a samotnou hmotností nákladu 18 000 kg. Tento stav byl použit při výpočtu všech zátěžovacích stavů. Dle zadání je těžiště umístěné ve středu ložné plochy ve výšce 1,2 m nad úrovní ložné plochy. Rozměry ložné plochy v půdorysu jsou dány rozměry rámu. Maximální povolená výška vozidla nesmí přesahovat 4 m, to je stanoveno vyhláškou Ministerstva dopravy č. 341/2002 Sb., §16. Z toho je odvozena výška nástavby.

Figure 1 consists of two schematic diagrams, (a) and (b), illustrating the experimental setup. Diagram (a) is a top view of a rectangular arena. A central point T is marked. A starting point is indicated by a small rectangle on the left. Three circular obstacles are arranged horizontally in the center. Dimensions are labeled: L_T (distance from starting point to T), L_P (total width of the arena), h_P (height of the arena), h_R (height of the obstacles), and h_{MAX} (maximum height of the arena). Diagram (b) is a side view of the same arena. A central point T is marked. A starting point is indicated by a small rectangle on the left. Three rectangular obstacles are arranged horizontally in the center. Dimensions are labeled: b_T (width of the arena) and b_P (total width of the arena).

Rozměry úložného prostoru:	šířka ložné plochy	$b_{LP} = 2480 \text{ mm}$
	délka ložné plochy	$l_{LP} = 7726 \text{ mm}$

maximální povolená výška	$h_{MAX} = 4000 \text{ mm}$	
výška ložné plochy	$h_{LP} = 1160 \text{ mm}$	
výška úložného prostoru	$h_P = h_{MAX} - h_{LP}$	(8)
	$h_P = 4000 - 1160$	
	$h_P = 2840 \text{ mm}$	

Vzdálenost těžiště od předního čela ložné plochy:

$$l_T = \frac{l_{LP}}{2} \quad (9)$$

$$l_T = \frac{7726}{2}$$

$$l_T = 3863 \text{ mm}$$

Vzdálenost těžiště od boční hrany ložné plochy:

$$b_T = \frac{b_{LP}}{2} \quad (10)$$

$$b_T = \frac{2480}{2}$$

$$b_T = 1240 \text{ mm}$$

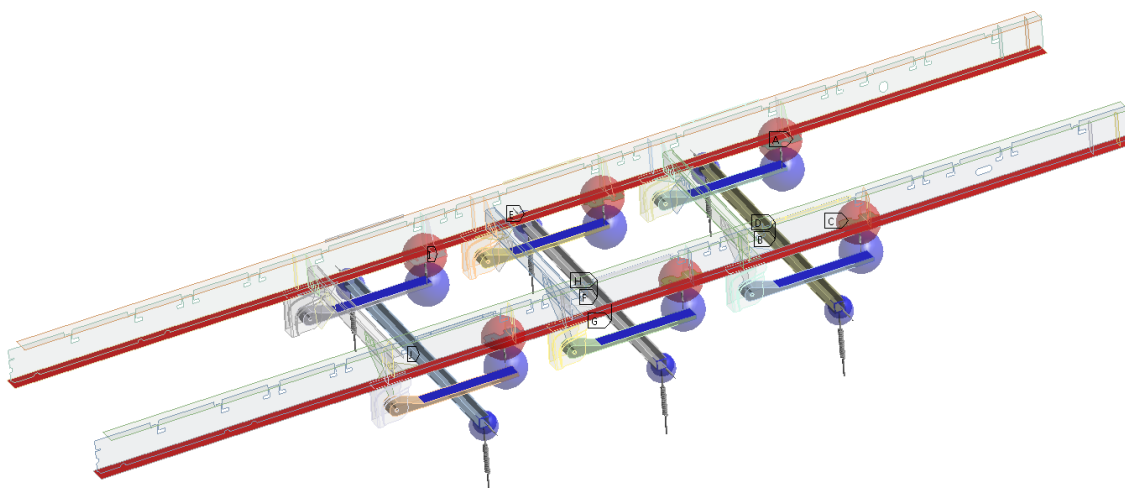
8.2 Nahrazení částí přívěsu

Některé části přívěsu, které slouží pouze k pomocným účelům nebo nejsou určeny jako cíle pevnostní kontroly byly při návrhu nahrazeny zjednodušenou formou daného prvku nebo nebyl model vymodelován a byl nahrazen vazbami tak, aby co nejlépe odpovídaly reálnému chování v praxi.

8.2.1 Nahrazení náprav přívěsu

Tvar konzoly byl zjednodušen do střednicového tvaru a rameno bylo nahrazeno imaginárním profilem. Samotný profil osy nápravy zůstal jako objemový prvek a byla mu přiřazena vlastnost rigid beam určující jeho absolutní tuhost. Konzoly a profily ramen byly spojeny rotační vazbou revolute. Do výpočtu bylo také nutno definovat reakce podvozku na rám. Pro podvozek jakož to nakupovaná část je obtížné definovat jeho vlastnosti a to z několika důvodů. Prvním důvodem je určení tuhosti pneumatických vaků, které jsou používány u přívěsů a návěsů. V dnešní době již technika postoupila do fáze, kdy výrobce podvozků dodává své produkty se systémem automatického vyrovnávání jízdní výšky. Tento systém zaručuje stálou výšku za předpokladu jakéhokoliv zatížení nákladu. Tím je myšleno že je naprosto irelevantní jestliže bude převážen náklad o hmotnosti 5 tun nebo bude přívěs plně naložen. Problémem však zůstává fakt, že vzduchové vaky jsou komplexní problematikou a jejich simulace by rozsahem zabrala časově i obsahově

samotnou práci. Dalším zásadním problémem zůstávají samotné pneumatiky. Pneumatika sama o sobě se chová jako nelineární prvek a matematické formulace pro její výpočet znají pouze jejich výrobci. Jelikož právě tyto potřebné formulace se stávají základem "know-how" těchto firem, je prakticky nemožné jejich využití při simulacích. Proto byly tyto prvky nahrazeny zjednodušenou formou pružinové vazby (obr. 8.3), které v praxi vyhovují.



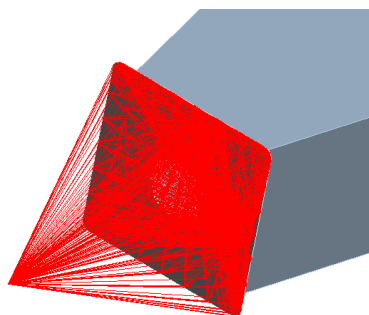
Obr. 8.3 - Nahrazení vzduchových vaků a pneumatik

8.2.2 Nahrazení tažného oka oje

Tažné oko není předmětem kontroly pevnostní analýzy, a proto bylo možné součást naprosto vynechat a nahradit ji vazbou remote displacement, která nahrazuje čepové spojení táhla a oka. Převedení tažného oka na střednicový profil by bylo pracné z důvodu různorodosti tloušťky materiálu. Zároveň je tato možnost naprosto zbytečná jelikož nezasahuje zásadním způsobem do konstrukce rámu.



a)

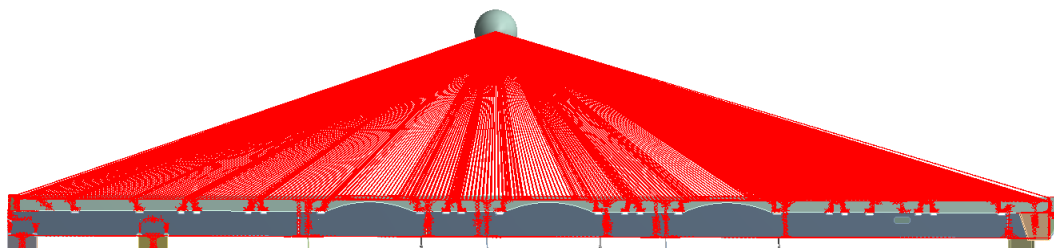


b)

obr. 8.4 - Zobrazení skutečného tažného oka oje (a) a nahrazení v MKP modelu (b)

8.2.3 Nahrazení nákladu

Pro nahrazení nákladu byl použit hmotný bod umístěný v těžišti nákladu určeném v kapitole 6.1. Bodu byla přiřazena hmotnost 18 000 kg. Působení hmotného bodu bylo navázáno na jednotlivé dosedací plochy rámu, kde se podlaha v podobě překližky dotýká rámu. Takto svázaný hmotný bod nejlépe odpovídá rozložení nákladu na ložné ploše.

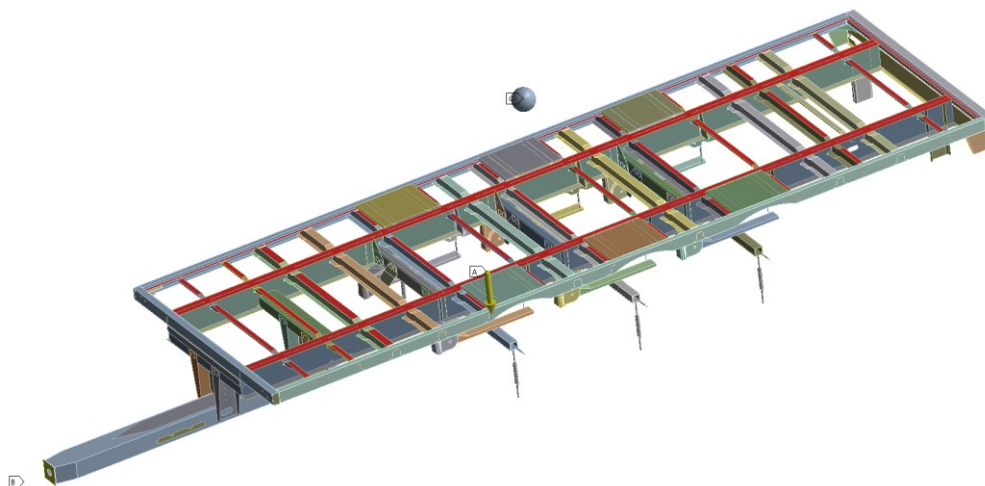


obr. 8.5 - Nahrazení nákladu hmotným bodem

8.3 Definování vazeb a zatížení

8.3.1 Statické zatížení

Pro statické zatížení bylo použito gravitačního zrychlení působící svisle dolů o velikosti $9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$. Současně působí na rám vlastní hmotnost nákladu v podobě hmotného bodu. Čepovou vazbu mezi čepem tažného zařízení a okem tažného oje nahrazuje vazba remote displacement, u které bylo zamezeno posunutí oka ve všech směrech a naopak povoleny všechny rotace. Nápravy byly nahrazeny formou pružinové vazby, které zamezují pohyb v příčném směru. Ve svislém směru pak nahrazují tuhost pneumatik a vzduchových vaků. Tuhosti pružin nahrazující vzduchové vaky a pneumatiky byly určeny na základě korelaci dat.



Obr. 8.6 - Definice vazeb a zatížení, A-gravitační zrychlení, B-čepová vazba oka oje, C-hmotný bod

8.3.2 Zpomalení na vozovce

V tomto stavu byla k účinkům statického zatížení ještě připojena setrvačná síla $F_{M\ max}$ určena rovnicí 2 při maximálním povoleném zpomalení $0,5\cdot g$ působící v podélném směru. Nápravy mají navíc zamezený pohyb v podélném směru.

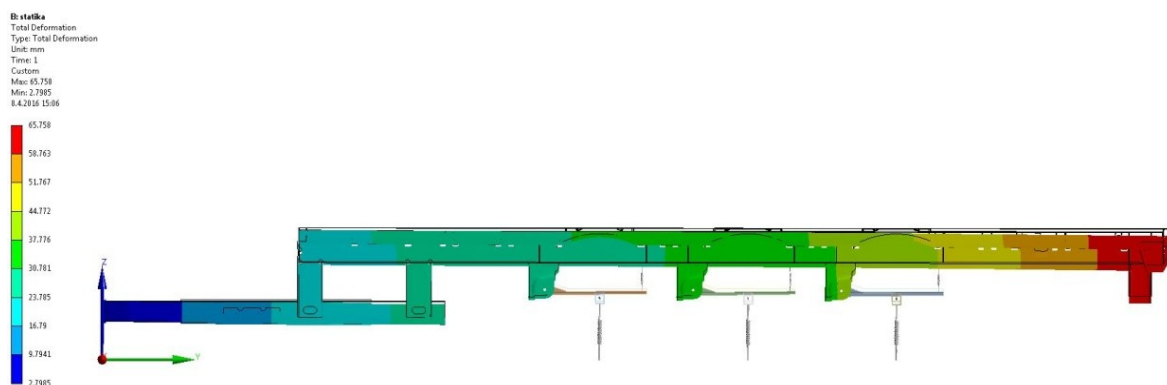
8.3.3 Průjezd zatáčkou

Pro průjezd byl ze zadání určen poloměr zatáčení 12,5 m. Silové účinky působí na rameni 1310 mm což je vzdálenost jednotlivých náprav a tím zde vznikají momentová namáhání. Z korelace naměřených dat vyplývá síla vyvolaná smýkáním o hodnotě odpovídající řádově 20 000 N. Tato síla byla přepočítána z momentové rovnice rovnováhy (4) na jedinou sílu umístěnou v oku tažné oje vzdáleného 5900 mm od středu centrální osy nápravy. U tohoto zatěžovacího stavu byl oproti předchozím dvěma povolen posun v podélném a příčném směru, které by při zamezení anuloval účinek síly v oji. Nastavení pružin nahrazujících podvozek bylo ponecháno v původním provedení a na centrální nápravě byl zamezen posun ve všech směrech.

9 Výsledky analýzy MKP

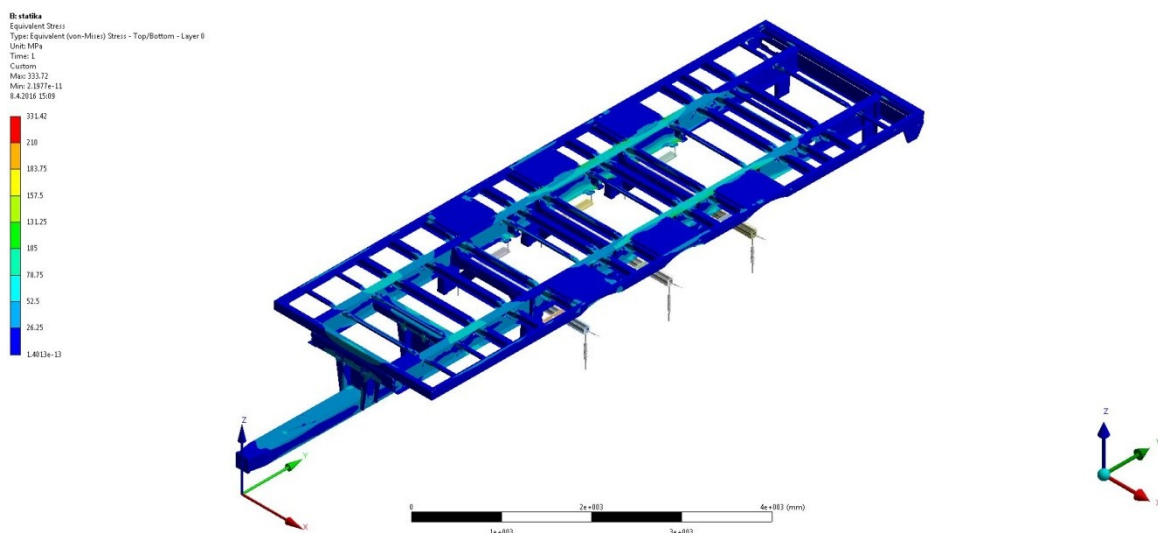
9.1 Statické zatížení

Vyhodnocení deformací statického zatížení (obr. 9.1) ukazují celkový pokles rámu a jeho samotnou deformaci. Celkový pokles rámu není zásadním, jelikož hodnoty nastavení u pružin nahrazujících vaky jsou konstantní a není u nich zavedené funkce nahrazující systém automatického vyrovnávání polohy jízdní výšky. To má za následek "sesednutí" na vacích v řádu 30 až 35 mm v oblasti centrální nápravy. Zásadní informací získanou z vyhodnocení celková deformace samotného rámu byla samotná deformace rámu, která nabývá nejvyšších hodnot na zadním čele, která činí bez efektů podvozku řádově 30 mm.



Obr. 9.1 Deformace rámu při statickém zatížení

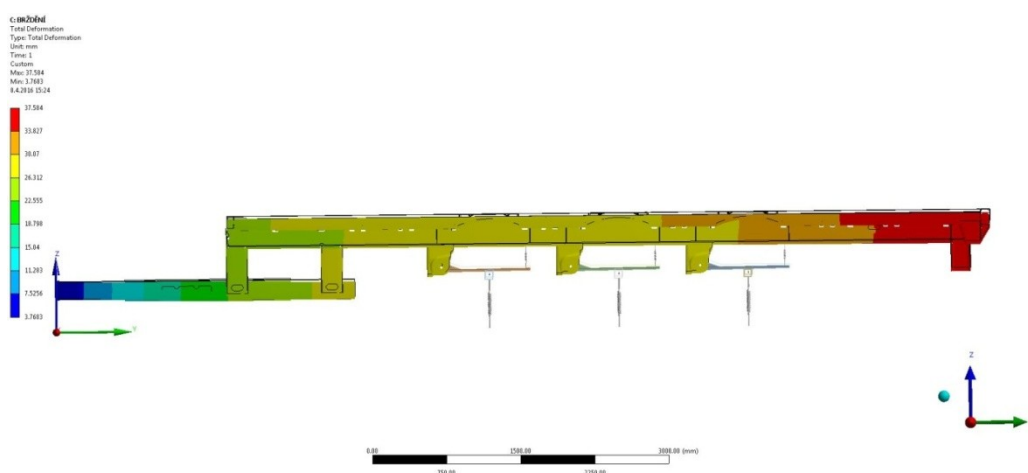
Z hlediska napětí (obr 9.2) jsou nejvíce zatěžovány hlavní nosné podélníky v oblasti třetí nápravy a to z důvodu působení silových účinků na největším rameně a nejmenší tuhosti celé konstrukce. Zde se napětí pohybuje kolem 105 MPa. Maximální hodnota napětí 333,7 MPa je hodnota špičkového napětí, které je částečně způsobeno nedokonalostí nahrazení střednicovým modelem a napojením jednotlivých prvků. Vyskytuje se mezi pátou příčkou a okrajovým profilem. Lze také vypořizovat symetričnost vzniklého napětí a to díky symetrickému rámu a zatížení v podélné ose.



Obr. 9.2 Napětí v rámu při statickém zatížení

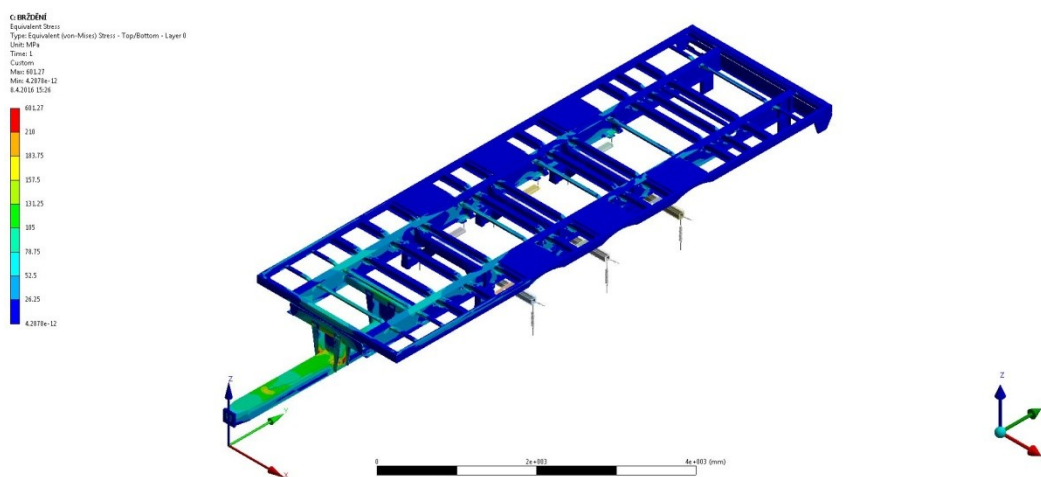
9.2 Zpomalení na vozovce

Vyhodnocení deformací sice ukazuje sníženou deformaci zadní části rámu zhruba na poloviční hodnotu, ale zároveň dochází ke zvýšeným hodnotám deformací na nosném profilu tažné oje. Dle předpokladů se ukázalo, že při brzdění dochází k navyšování napětí na oji rámu. Vzhledem k tomuto kritériu není možné použít původní návrh oje bez vyztužení, viz optimalizace.

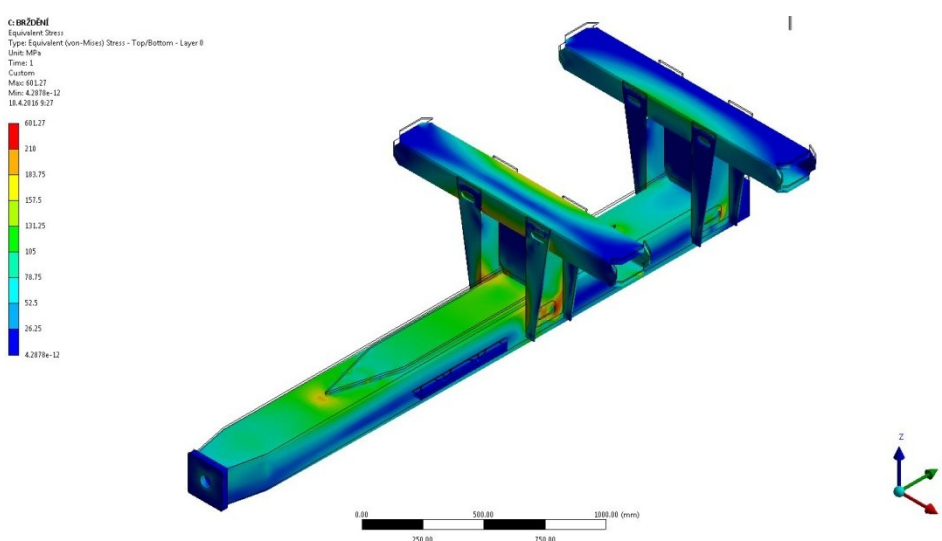


Obr. 9.3 Celkové deformace při zpomalení

Maximální napětí 710,9 MPa vzniká bodově v oblasti spojení konzoly a profilu tažné oje. Tento jev byl způsoben nedostatečnou hustotou sítě, což zapříčinilo nedokonalé nahrazení spojení mezi jednotlivými prvky. Tím pádem vzniká koncentraci napětí v uzlu. Zatížení je jako v předešlém stavu symetrické v podélné ose přívěsu, tudíž i napětí je teoreticky symetrické podle této osy.



Obr. 9.4 Celkové napětí na rámu při zpomalení



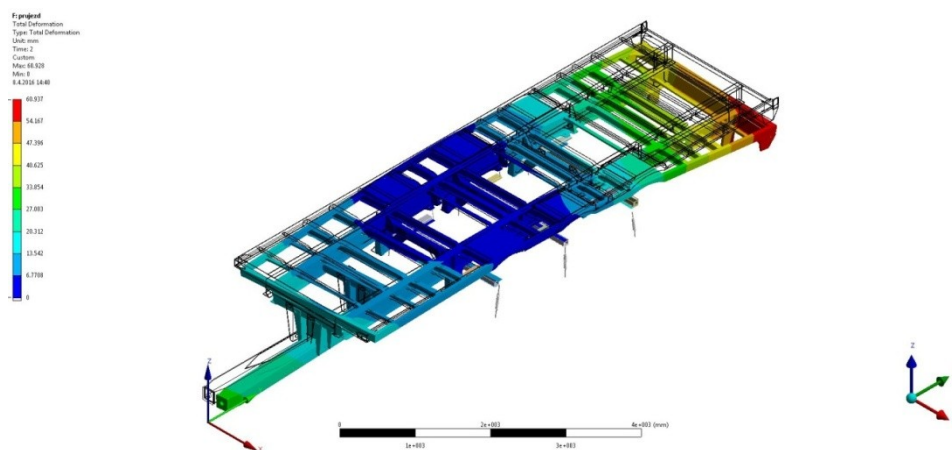
Obr. 9.5 Detail napětí na tažné oji

Další zvýšené napětí 257 MPa se nachází ve středové oblasti předního profilu tažné oje. Přesněji se koncentrace napětí opětovně vyskytuje ve spoji, ale tentokrát mezi přední stranou konzoly a profilech tažné oje. Tady opětovně hraje roli zjednodušení převedením na střednicový profil a odstranění zaoblení hran. Výsledkem je vznik ostré hrany, na které má napětí tendenci se koncentrovat. Tato hodnota se pohybuje v oblasti blízké hraniční mezi dovoleného napětí.

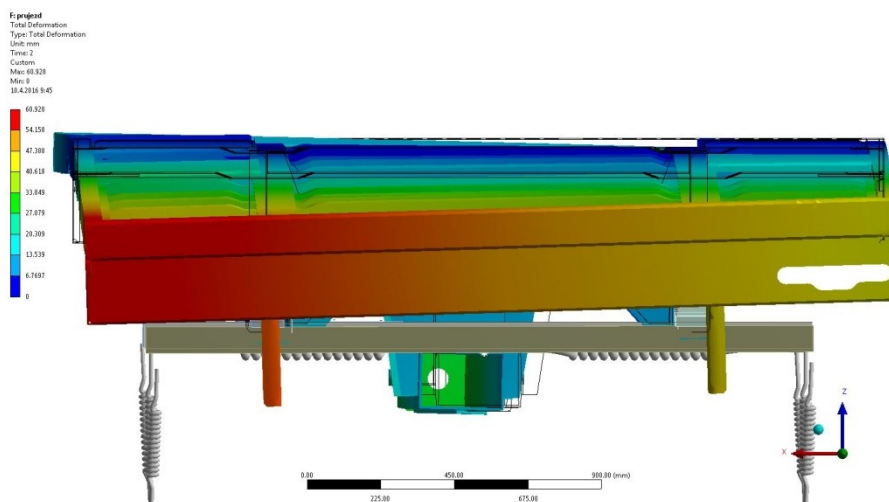
9.3 Průjezdu zatáčkou

Z vyhodnocených dat (obr. 9.6) jsou vidět torzní deformace (obr. 9.7) způsobeny momentem působícím v oku tažné oje. Těmito deformacemi se stupňuje napětí 350 MPa v oblasti centrální nápravy zejména ve spodní pásnici vzdálenějšího podélníku od středu otáčení namáhané na tah (obr. 9.8). Maximální hodnoty napětí 564,6 MPa se opětovně

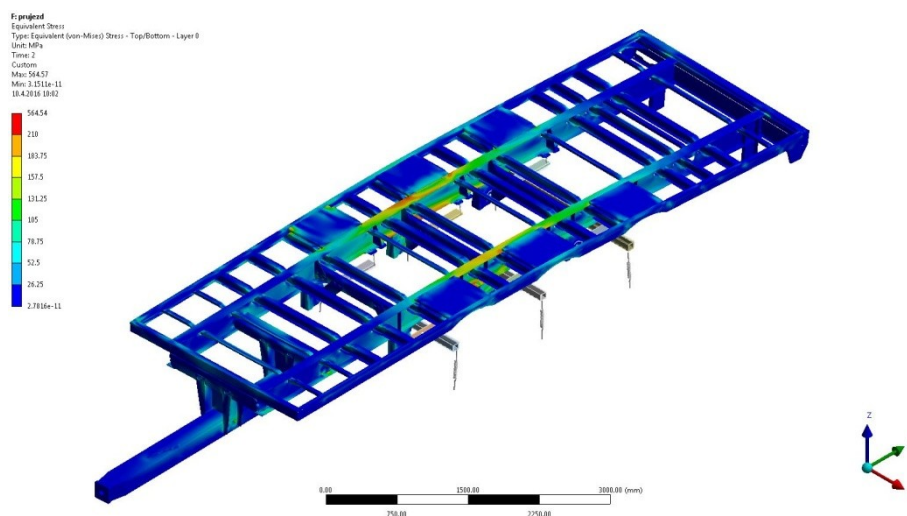
koncentrují v uzlových bodech v oblasti ostrých hran. Tento stav se považuje za nejčastější příčinu poškození dokonce i destrukce rámu.



Obr. 9.6 Celkové deformace při průjezdu zatáčkou



Obr. 9.7 Torzní deformace rámu při průjezdu zatáčkou



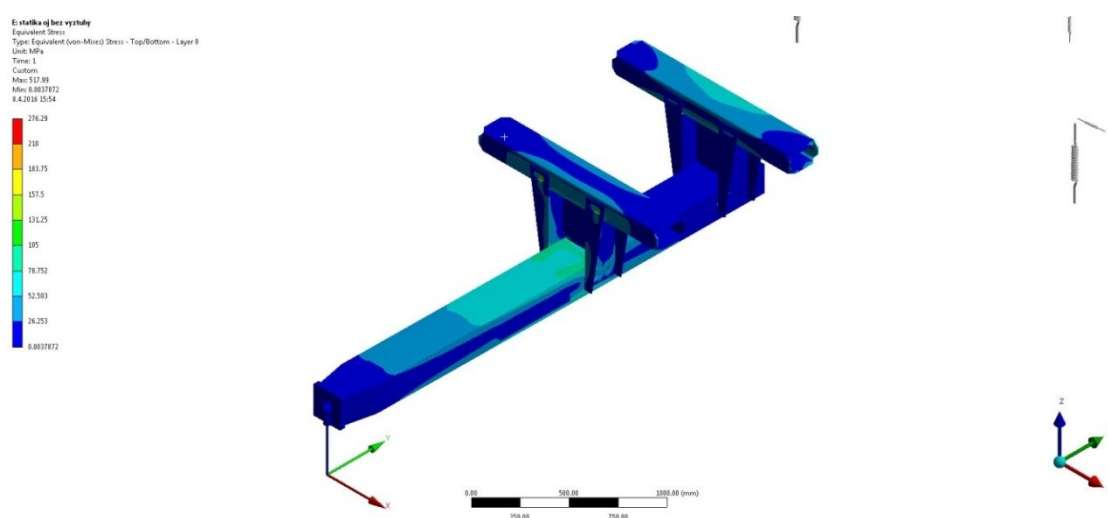
Obr. 9.8 Celkové napětí v rámu při průjezdu zatáčkou

10 Optimalizace

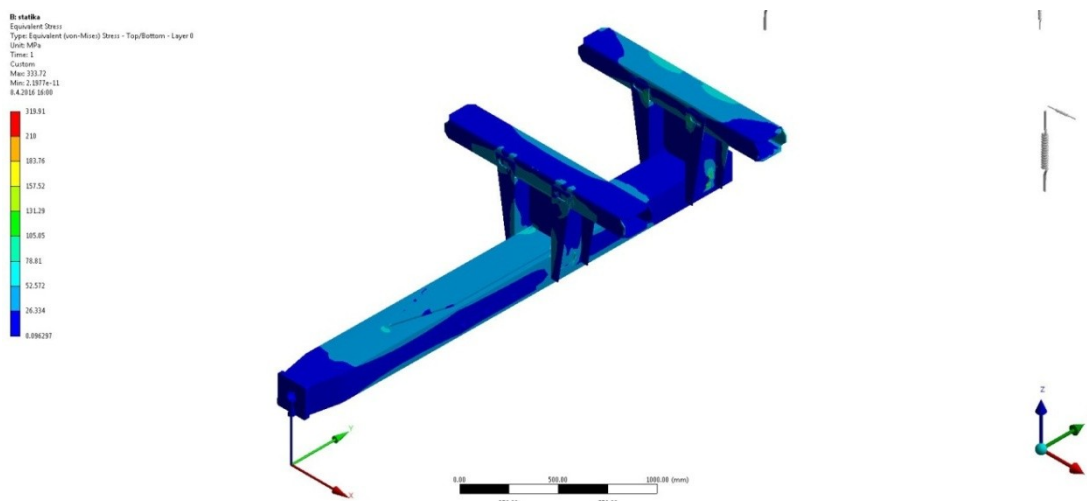
Cílem optimalizace je dosahovat nejlepšího poměru životnost/hmotnost. Samozřejmě i celková cena hraje svoji roli, ale pro výrobce je lepší, aby zákazník koupil výrobek poněkud dražší a hlavně kvalitnější, který se mu osvědčí. Takovýto zákazník bude ochotný opětovně využít služeb firmy a zaplatit vyšší cenu s vědomím, že kupuje výrobek, o němž ví, že jej může využívat v plném nasazení, aniž by se musel bát, že jej bude muset v nejbližší době opravovat nebo reklamovat. V případě koupě laciného a méně kvalitního výrobku, u kterého dojde nejpozději do roka k jeho destrukci z důvodu nepropracované konstrukce, nebude mít zákazník důvěru ke koupi dalších kusů a firma tím přichází o zisk.

10.1 Výztuha oje

Původní návrh (obr. 10.1) uvažoval možnost tažné oje bez jejího vyztužení z hlediska ušetření nákladu výroby. Tento krok se však neosvědčil, jelikož v místě přivaření konzol a výztuh docházelo k řádově dvojnásobně zvýšeným hodnotám napětí oproti vyztužené oji navařenými plechy za statického namáhání (obr. 10.2). Vyztužení nosného profilu oje je možné provést několika způsoby. Jedním ze způsobů je celkové zesílení stěny nosného profilu oje. Ovšem zesílením stěny se rapidně zvyšuje hmotnost rámu a tím snižuje maximální možná hmotnost přepravovaného nákladu. Ze simulací vyplývá, že nosný profil konstrukce je primárně zatěžován na vodorovných plochách, zatím co vertikální stěny nejsou zasaženy v takové míře. Proto celkové vyztužení je zcela zbytečné a nabízí se výhodnější řešení ve smyslu navařených výztuh v podobě plechu.



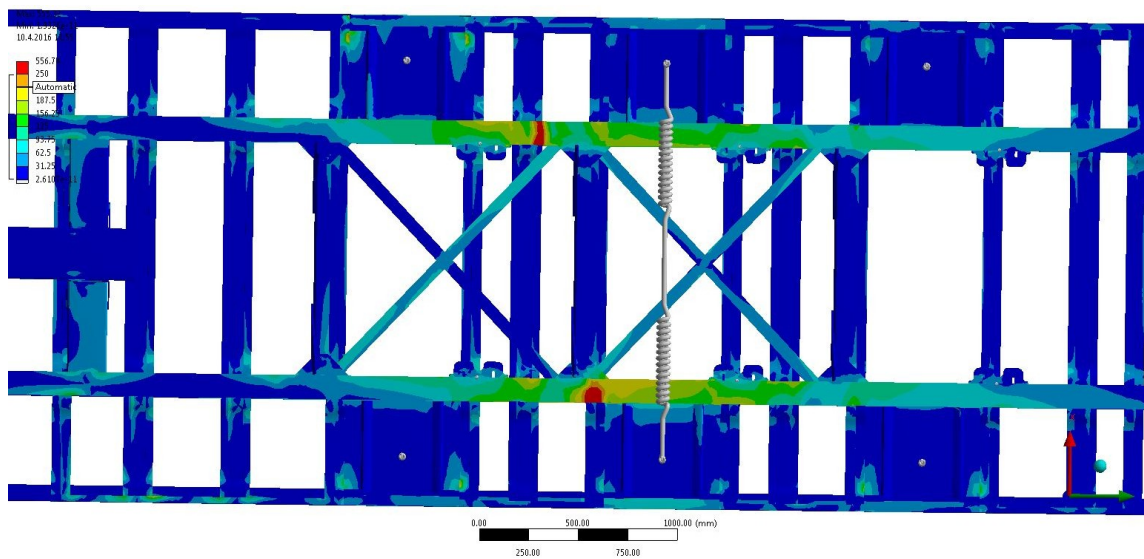
Obr. 10.1 Původní návrh oje bez výztuh



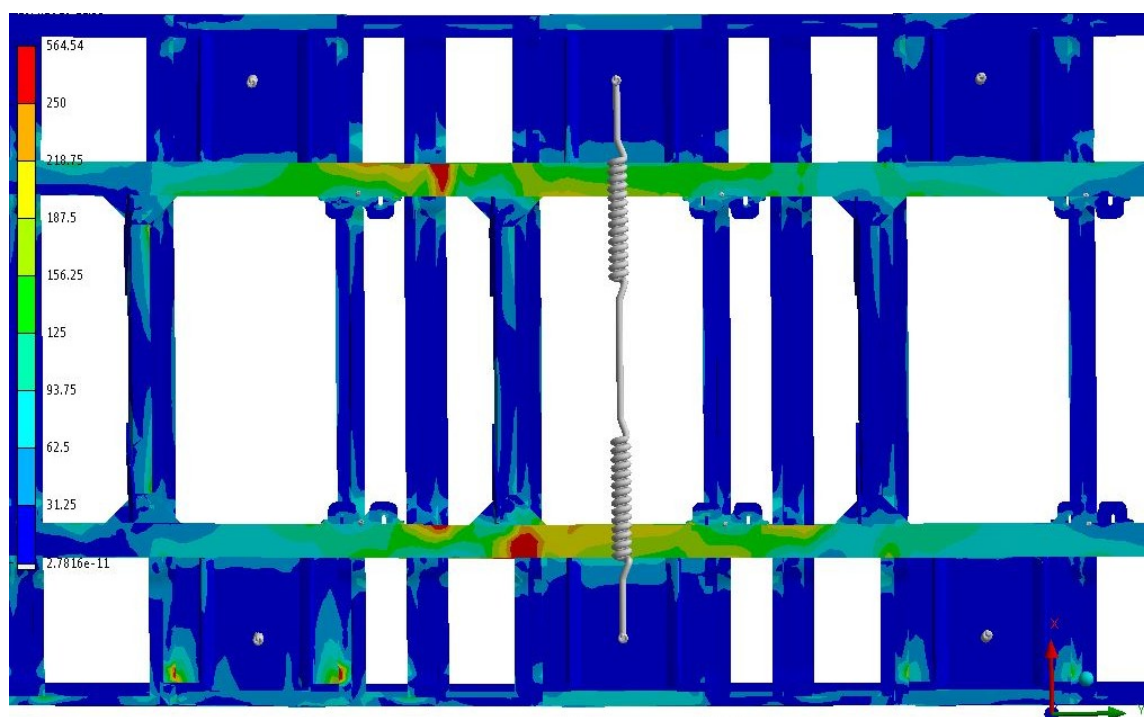
Obr. 10.2 Optimalizovaný návrh oje s přivařenými plechy

10.2 Pásnice a křížové plechy

Při kontrole rámu se za všech stavů vyskytovali koncentrace napětí v místech konzol jednotlivých náprav. Zejména při průjezdu zatáčkou docházelo ve spodních pásnicích podélníků k nadměrným koncentracím napětí a tudíž potenciálním místům, ve kterých mohlo dojít k narušení integrity. Jednou z potencionálních možností byla zvýšení tloušťky pásnic a tím pádem lepšímu rozložení napětí. Tou druhou možností jsou výztuhy v podobě tzv. křížových plechů (obr. 10.3). Své pojmenování si získali díky výslednému vzhledu po přivaření k rámu. Jednotlivé křížové plechy jsou navařeny mezi jednotlivými příčkami náprav, ale vzájemně nejsou spojeny. Jejich použitím získáme redukci napětí zejména mezi první a druhou nápravou. Porovnáním výsledků bez a při použití křížových plechů si lze všimnout závažnosti jednotlivých křížů. Je vidět, že kříž mezi první a druhou nápravou je mnohem důležitější než kříž mezi centrální a poslední nápravou.



Obr. 10.3 - Vyztužení konstrukce křížovými plechy



10.4 - Napětí na rámu v oblasti střední nápravy bez vyztužení křížovými plechy

11 Závěr

Tato práce na téma návrh a optimalizace třínápravového tandemového přívěsu vychází z aktuálních potřeb zadavatele, udržet krok s konkurenčními výrobky. Během práce byly modelováním zjišťovány skutečné potřeby použití materiálů s vyšší mezí kluzu a jejich vliv na užité vlastnosti výrobku. Jejich použití na pásnicích hlavních podélných nosníků je opodstatněné. Větší rozšíření materiálů s vyšší mezí kluzu ale bude vyžadovat rozsáhlé změny v konstrukci rámu. Vysokopevnostní materiály umožňují stavbu lehčích konstrukcí, daleko větší vliv bude mít zvýšená elasticita rámů a riziko ztráty stability nosných prvků.

Na tato rizika se musí již při konstrukci odpovídajícím způsobem reagovat.

Během zpracování této práce jsem měl možnost se seznámit s postupy prací v konstrukčním oddělení, používáním konstrukčních 3D CAD programů, se simulacemi MKP Ansys a praktickými vazbami mezi CAD a MKP.

Výpočtové výsledky budou dále využity jako podklady k ověřovacím tenzometrickým měřením a dalšímu vývoji přívěsů řady TV24.

12 Seznam použité literatury

- [1] DRASTÍK, František a kol. Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu 2. dopl. vyd. Ostrava Montranex a.s., 1999. 722 s. ISBN 80-85780-95-X.
- [2] Směrnice evropské hospodářské komise - Brzdění tažných vozidel EHK 013, TÜV SÜD Czech s.r.o., Praha, 1958
- [3] Směrnice evropské hospodářské komise - Mechanická spojovací zařízení EHK 055, TÜV SÜD Czech s.r.o., Praha, 1958
- [4] Zákon č. 56/2001 Sb., o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích, Ministerstvo dopravy a spojů, 10. 1. 2001
- [5] Vyhláška č. 341/2002 Sb., o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích, ministerstvo dopravy a spojů, 11. červenec 2002
- [6] Webové stránky společnosti Panav a.s. - www.panav.cz/cz/, (cit. 10. 5. 2016)
- [7] Webové stránky firmy BPW Limited - <http://www.bpw.co.uk/>, (cit. 10. 5. 2016)
- [8] Webový odkaz společnosti CZ FERRO - STEEL, s.r.o., <http://www.czferrosteel.cz/pdf/tyce-11523.pdf>, (cit. 10. 5. 2016)
- [9] Webový odkaz firmy Gama ocel s.r.o. - <http://www.gamaocel.cz/20360/domex/>, (cit. 10. 5. 2016)
- [10] Výkresová dokumentace společnosti Panav a.s.

13 Seznam příloh

typ	číslo výkresu	název	
Výkres č.1	440-2-7552-431-1	RÁM SVAŘENÝ	list 1/3
Výkres č.2	440-2-7552-431-1	RÁM SVAŘENÝ	list 1/3
Výkres č.3	440-2-7552-431-1	RÁM SVAŘENÝ	list 1/3